



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9
2013

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

*Журнал входит в перечень утвержденных
ВАК РФ изданий для публикации трудов
соискателей ученых степеней*

Журнал переводится на английский язык,
переиздается и распространяется
во всем мире фирмой
"Аллертон Пресс" (США)



ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алешин Н.П., д-р техн. наук, акад. РАН, Братухин А.Г., д-р техн. наук, Воронцов А.Л., д-р техн. наук, Гусейнов А.Г., д-р техн. наук, Дмитриев А.М., д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), Драгунов Ю.Г., д-р техн. наук, член-корр. РАН, Древаль А.Е., д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), Дроздов Ю.Н., д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), Кутин А.А., д-р техн. наук, Омельченко И.Н., д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), Кузин В.В., д-р техн. наук, Попов Д.Н., д-р техн. наук, Попов А.В., д-р техн. наук, Рыбин В.В., д-р техн. наук, член-корр. РАН, Салтыков М.А., д-р техн. наук, Трегубов Г.П., д-р техн. наук, Скугаревская Н.В. (ответственный секретарь)

Адрес редакции:

107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г.
за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации
по печати

Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: 70120 ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

- Афонин С. М.** — Характеристики шагового пьезоактуатора нано- и микро-перемещений 3
- Щербakov В. И., Аксенов Д. В.** — Выбор конструктивных параметров механической части инспекционного снаряда для нефтегазовых магистралей 9
- Кошин А. А., Юсубов Н. Д.** — Элементы матричной теории точности многоинструментной обработки в пространственных наладках 13
- Буланов В. Б., Семенов-Ежов И. Е., Ширшов А. А.** — Концентрация напряжений в симметричном двуплечем рычаге при поперечном изгибе 18
- Галкин М. Г., Репецкий В. В.** — Размерный анализ при обработке основных отверстий корпусных деталей с ориентацией по трем плоскостям 21
- Никишин В. Н., Павленко А. П., Светличный К. Н., Гольмаков В. С.** — Анализ крутильных колебаний коленчатого вала автомобильного дизеля по вибрациям блока цилиндров 27
- Оленев Е. А.** — Определение параметров водяного пара в радиационном пароперегревателе паровоза 31

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Максимченко Н. Н.** — Исследование фрикционного плакирования гибким инструментом с использованием некомпозиционных планов второго порядка 38
- Садыхов А. И., Ширзадов Ф. М.** — Улучшение триботехнических свойств чугуных поверхностей легированием методом TiG 43
- Онищенко Д. В., Чаков В. В., Петров В. В.** — Механохимическое формирование карбида вольфрама с использованием модификаций углерода, полученных из растительного сырья 47
- Долгих А. С., Еременко А. Ю., Макаров А. В., Сергиев А. П., Секирин Р. Ю.** — Оптимизация технологических параметров отделочной обработки в абразивных средах 51
- Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц., Хомяков Г. К., Истомина Л. М.** — Определение сопротивления граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости сдвиговым усилиям в капиллярах гидросистем 56

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

- Воронцов А. Л.** — Теоретическое обеспечение технологической механики. 7. Осесимметричная задача теории пластичности. Часть 1 59

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

- Красильников А. Я., Кравченко К. Ю.** — Исследование устойчивости систем с запаздыванием, описывающих процесс фрезерования, в случае с одной степенью свободы 67

Обработка материалов без снятия стружки

- Додин Ю. С.** — Расчет температуры и усилия прессования алюминиевых баллонов 76

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

- Омельченко И. Н., Лазарев С. В.** — Модель системы управления качеством производства на основе принципов производственной системы Тойота и учения Деминга 79

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

- Выставка "Высокие технологии XXI века — 2013".** 85

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Afonin S. M.** — Characteristics of step piezoactuators of nano- and microdisplacements 3
- Shcherbakov V. I., Aksenov D. V.** — Selection of structural parameters of inspection defectoscope mechanical components for oil-gas ducts 9
- Koshin A. A., Yusubov N. D.** — Elements of matrix theory of multitool processing accuracy in three-dimensional setups 13
- Bulanov V. B., Semenov-Ezhov I. E., Shirshov A. A.** — Stress concentration in symmetrical two-arm lever at lateral bending 18
- Galkin M. G., Repetskiy V. V.** — Dimensional analysis in processing of main holes of box-type parts with three-plane orientation 21
- Nikishin V. N., Pavlenko A. P., Svetlichnyi K. N., Gol'makov V. S.** — Analysis of torsional vibrations of an automobile diesel crankshaft by cylinder block vibration 27
- Olenev E. A.** — Determination of parameters of water steam in radiation steam superheater of a locomotive 31

MANUFACTURING ENGINEERING

- Maksimchenko N. N.** — Research of frictional cladding by flexible tool using non-composite second-order designs 38
- Sadykhov A. I., Shirzadov F. M.** — Improvement of tribotechnical properties of cast iron surfaces by TiG method alloying 43
- Onishchenko D. V., Chakov V. V., Petrov V. V.** — Mechanochemical formation of tungsten carbide using carbon modifications, obtained from vegetal raw materials 47
- Dolgikh A. S., Eremenko A. Yu., Makarov A. V., Sergiev A. P., Sekirin R. Yu.** — Optimization of technological parameters of finishing machining in abrasive mediums 51
- Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts., Khomyakov G. K., Istomina L. M.** — Determination of shear load resistance of incompressible liquid boundary layer in hydraulic system capillaries 56

A series of articles "Problems of theory of machining work"

- Vorontsov A. L.** — Theoretical support of technological mechanics 7. Axisymmetrical problem in the theory of plasticity. Part 1 59

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

- Krasil'nikov A. Ya., Kravchenko K. Yu.** — Research of stability of delayed systems, describing milling process, in case of one degree of freedom 67

Chipless processing of materials

- Dodin Yu. S.** — Calculation of temperature and pressing load of aluminum vessels 76

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

- Omel'chenko I. N., Lazarev S. V.** — Production quality management system model, basing on Toyota production system principles and Deming theory 79

TECHNICAL INFORMATION

- Exhibition "Hightechnologies of XXI century — 2013"** 85

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 02.07.2013. Подписано в печать 13.08.2013.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

В. Н. НИКИШИН, д-р техн. наук, А. П. ПАВЛЕНКО, канд. техн. наук (ИНЭКА, г. Набережные Челны), К. Н. СВЕТИЧНЫЙ, В. С. ГОЛЬМАКОВ (ОАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны), e-mail: nikischin@mail.ru

Анализ крутильных колебаний коленчатого вала автомобильного дизеля по вибрациям блока цилиндров

Экспериментально исследованы крутильные колебания коленчатого вала автомобильного дизеля и их связь с вибрацией блока цилиндров. Установлено, что возникающие не только на частоте резонирующей гармоники, но и на высокочастотных составляющих спектра вибрации обусловлены крутильными колебаниями вала, вызывающими удары в подшипниках скольжения коленчатого вала.

Ключевые слова: вибрации, демпфер, крутильные колебания, подшипник скольжения.

The torsional vibrations of an automobile diesel crankshaft and their relation with the vibration of a cylinder block are investigated experimentally. It is established, that appearance of vibrations is conditioned by torsional vibrations not only on a frequency of a resonant harmonic, but also on high-frequency spectrum components, which are caused by impacts in sliding bearings of a crankshaft.

Keywords: vibrations, damper, torsional vibrations, sliding bearing.

Крутильные колебания системы коленчатого вала (КВ) поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС), вызываемые неравномерностью крутящего момента, на сегодняшний день достаточно хорошо исследованы, что позволяет обеспечить необходимую прочность КВ.

В последнее время при использовании форсированных ДВС стали проявляться такие нежелательные последствия крутильных колебаний КВ, как шум, вибрации, повышенные расходы топлива и масел, нарушения работы приводов [1–3]. В работе [1] теоретически и экспериментально установлено, что в приводе шестеренного масляного насоса нагрузка на зуб при резонансе крутильных колебаний возрастает в $50 \div 60$ раз, что приводит к питингу и поломкам зубьев. В современных автомобильных дизелях применяют топливные насосы высокого давления (ТНВД) с повышенной энергией впрыска, что увеличивает неравномерность момента со стороны ТНВД и приводит к возникновению резонансов крутильных колебаний в приводе и его поломкам [3]. Для надежной работы привода ТНВД применяют демпферы крутильных колебаний.

Крутильные колебания измеряют с помощью датчика торсиографа. Сложность измерений заключается в выборе места установки датчика и обеспечении токосъема сигнала с вращающегося КВ и его

обработке. Для установки датчика часто приходится изменять штатную конструкцию привода со стороны носка КВ, что приводит к возможным несоответствиям исследуемой и штатной колебательных систем.

Известно, что у автомобильных дизелей максимальный угол закрутки имеет носок КВ, а узел крутильных колебаний находится вблизи маховика. Связь крутильных колебаний КВ и вибраций блока цилиндров определяют одновременно по показаниям датчика торсиографа и пьезоакселерометра. Датчик устанавливают на носке КВ, а пьезоакселерометр закрепляют с помощью шпильки на стяжном болте первой коренной опоры блока цилиндров перпендикулярно оси КВ и ориентируют в горизонтальном направлении. Испытания проводили на автомобильном дизеле V8H12/12.

На рис. 1 приведена внешняя скоростная характеристика (ВСХ) дизеля, а на рис. 2 и 3 — торсиограммы носка КВ, которые анализировали как минимум по 10 циклам работы дизеля. С помощью компьютера данные аналогового сигнала оцифровывали, определяли максимальные амплитуды углов закрутки носка КВ и рассчитывали их средние значения. Для определения резонансных гармоник использовали программу быстрого преобразования Фурье (БПФ). Отметим, что данные экспериментов на рис. 2–5 относятся к двигателю с внештат-

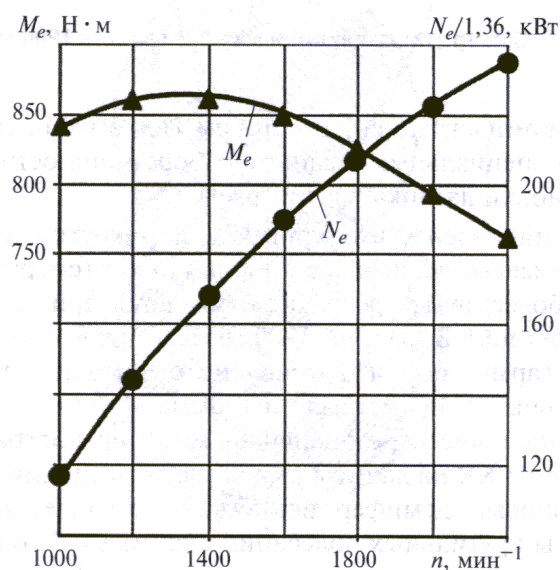


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика дизеля V8H12/12

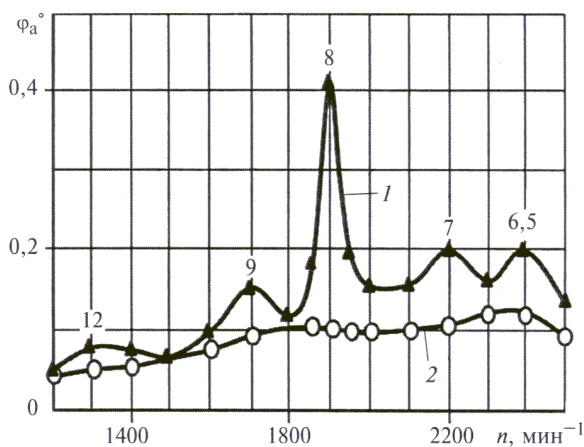


Рис. 2. Амплитуда угла закрутки носка КВ при работе дизеля по ВСХ без демпфера (1) и с демпфером (2) крутильных колебаний: 6,5; 7; 8; 12 — номера резонирующих моторных гармоник

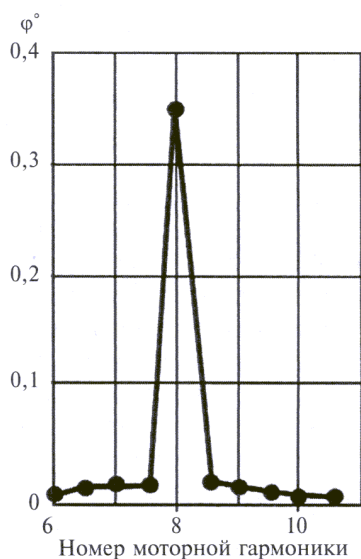


Рис. 3. Спектр угла закрутки носка КВ при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

ной комплектацией, в котором гидромурфта заменена специальным фланцем отбора мощности для установки датчика торсиографа.

Установлено, что кривая угла закрутки носка КВ имеет несколько резонансных пиков (см. рис. 2). Наиболее явный резонанс отмечается при частоте вращения КВ, равной 1900 мин^{-1} , для 8-й моторной гармоники, что выявлено с помощью БПФ (см. рис. 3). Временная диаграмма на рис. 4 также отражает чисто резонансный характер колебаний системы КВ на данном режиме работы дизеля. Силиконовый демпфер полностью устраняет резонансы крутильных колебаний системы КВ во всем диапазоне его рабочих частот вращения (см. рис. 2, кривая 2). Сравнивая временные диаграммы без демпфера (см. рис. 4, а) и с демпфером (см. рис. 4, б),

видим, что даже при эффективной работе демпфера крутильные колебания имеют ту же гармонику восьмого порядка.

Вибрации измеряли стандартным комплектом аппаратуры фирмы "Брюль и Кьер", состоящим из пьезоакселерометра, предусилителя, частотного анализатора и самописца. Параметры вибраций оценивали по среднеквадратичным значениям виброускорений и среднеквадратичным значениям спектральной составляющей с частотой 250 Гц при ширине полосы пропускания 316 Гц частотного анализатора. Значение 250 Гц соответствует восьмой моторной гармонике на резонансном режиме, а полоса пропускания в 316 Гц определялась экспериментально — методом подбора и оказалась более информативной, чем полосы пропускания в 31,6 и 1000 Гц.

На рис. 5 приведены результаты измерений вибраций стяжного болта, которые сравниваются с изменением угла закрутки носка КВ. Общий уровень вибраций и угол закрутки носка КВ изменяются идентично. Наблюдается совпадение пиков на кривых вибрации и угла закрутки. Установлено, что уровень спектральной составляющей 250 Гц лучше коррелирует с углом закрутки, чем общий уровень вибраций. Можно сказать, что вибрации на стяжном болте первой коренной опоры качественно характеризуют крутильные колебания КВ. Данную методику измерений можно использовать и для

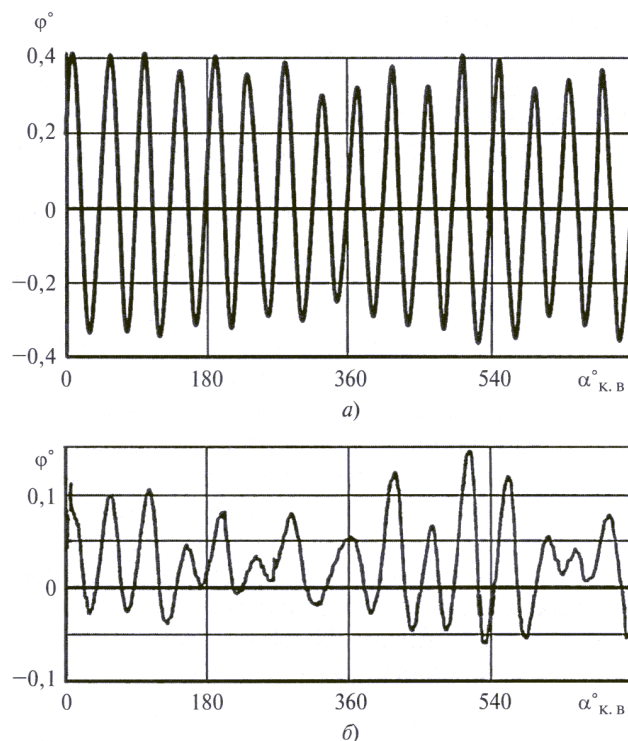


Рис. 4. Одноцикловые временные диаграммы угла закрутки носка КВ при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ без демпфера (а) и с демпфером (б) крутильных колебаний

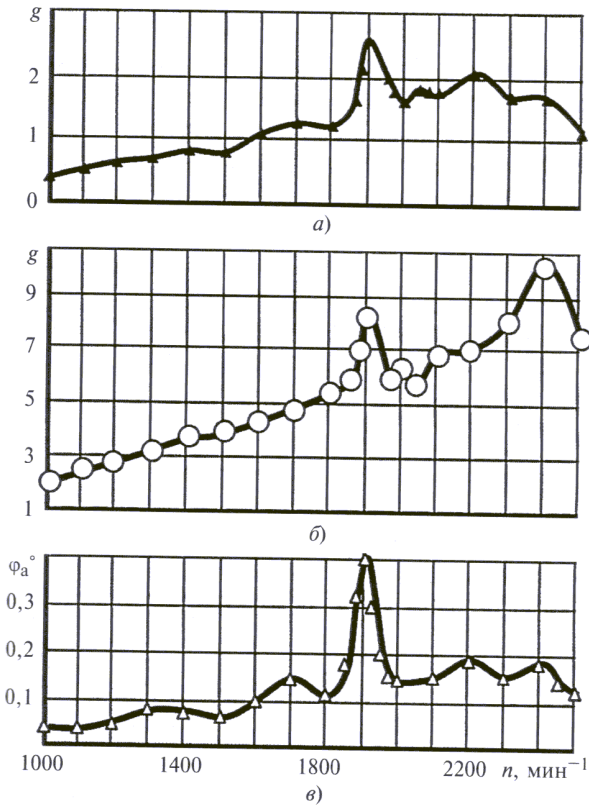


Рис. 5. Зависимости вибраций стяжного болта блока цилиндров и амплитуды угла закрутки носка КВ от частоты n вращения КВ
a — уровень вибраций на спектральной составляющей 250 Гц;
б — общий уровень вибраций; *в* — угол закрутки

оценки эффективности демпферов крутильных колебаний.

Поскольку торсиографирование проводили с измененной колебательной системой, то возникла необходимость оценки резонансных колебаний со штатной системой. Для этого были измерены вибрации только стяжного болта — без переходного фланца торсиографа (рис. 6). Анализ рис. 6 и 5 показал, что резонанс крутильных колебаний КВ сместился с частоты 1900 мин^{-1} на частоту 2000 мин^{-1} . На рис. 6, *б* показаны спектры вибраций стяжного болта при работе дизеля с демпфером (1) и без демпфера (2) крутильных колебаний для дизеля с ВСХ, показанной на рис. 1. Общий уровень вибраций при отсутствии демпфера определяется высокочастотными составляющими в диапазоне $600 \div 3000 \text{ Гц}$, что также явно прослеживается в частотном диапазоне $200 \div 400 \text{ Гц}$. Это говорит о связи вибраций и крутильных колебаний. Низкочастотная область спектра (ниже 150 Гц) формируется неравномерностью опрокидывающего момента. Высокочастотная область спектра на первый взгляд вроде бы не связана с крутильными колебаниями КВ, но установка жидкостного демпфера изменяет спектр не

только на резонансной частоте восьмой моторной гармоники, но и в высокочастотной области спектра.

Из рис. 7 видно, что при крутильных колебаниях кривошипа с углом φ_a шатунная шейка КВ перемещается на $\Delta_a = r \text{tg} \varphi_a$, где $r = 60 \text{ мм}$ — радиус кривошипа. Так, при $\varphi_a = 0,4^\circ$ амплитуда переме-

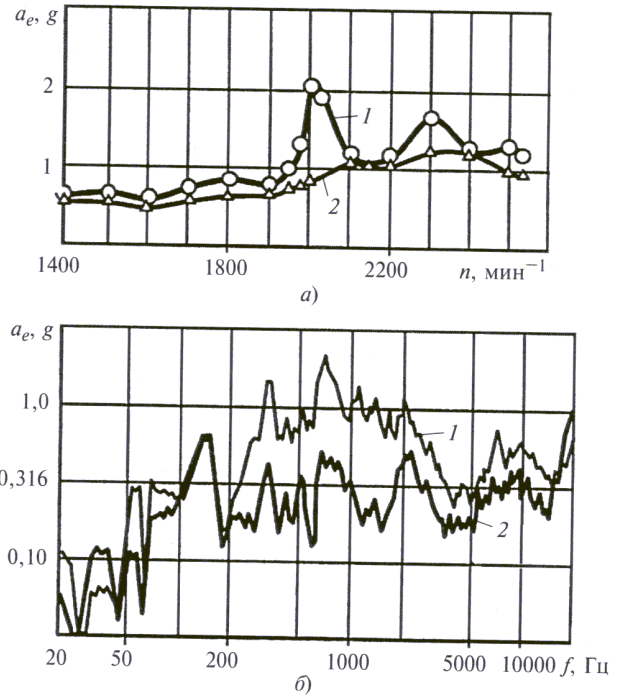


Рис. 6. Вибрации стяжного болта блока цилиндров без фланца торсиографа:
a — спектральная составляющая вибрации 250 Гц; *б* — спектр вибраций при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$

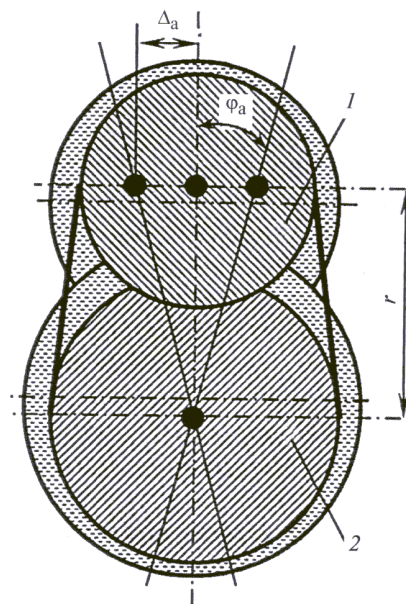


Рис. 7. Схема перемещения кривошипа под действием крутильных колебаний:

1 и 2 — соответственно шатунная и коренная шейки КВ

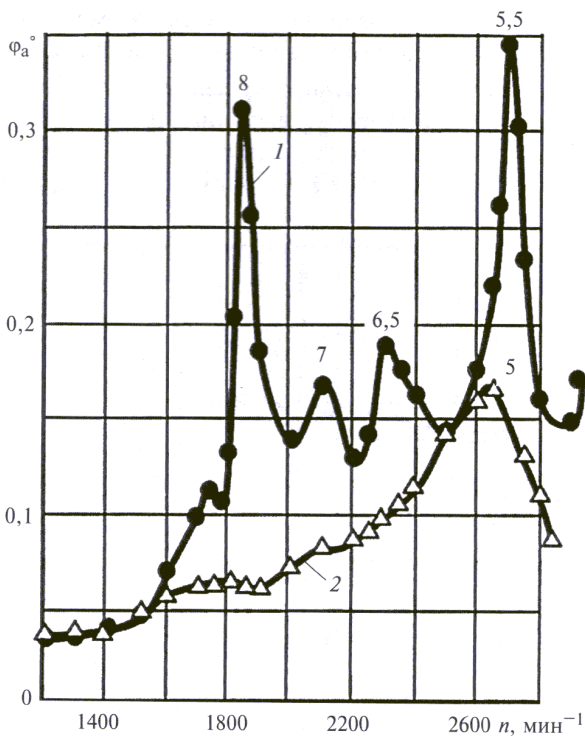


Рис. 8. Зависимости амплитуды угла закрутки носка КВ дизеля мощностью 191 кВт без демпфера (1) и с демпфером (2) крутильных колебаний от частоты n вращения КВ: 5; 5,5; 6,5; 7; 8 — номера резонирующих гармоник

шения оси шатунной шейки составляет 0,42 мм, двойная амплитуда, соответственно, 0,84 мм. С учетом того что зазор в подшипнике находится в пределах $0,07 \div 0,117$ мм, приходим к выводу о наличии ударов шатунной шейки о шатунный подшипник. На радиусе коренной шейки $R_{к.ш} = 42,5$ мм двойная амплитуда равна 0,6 мм, что также вызывает удары о подшипник. Для проверки данного положения были измерены вибрации с демпфером крутильных колебаний (см. рис. 5, а). Из рис. 2 следует, что демпфер полностью устраняет резонансные колебания и уменьшает угол закрутки до $0,1^\circ$, соответственно, амплитуда перемещений шейки вала уменьшается в 4 раза, т. е. до 0,1 мм. Но и эта величина оказывается достаточной для возникновения ударов в подшипниках КВ. В спектре вибраций составляющие с частотами 250 и 320 Гц уменьшаются в 3 раза, что близко соответствует уменьшению угла закрутки. Высокочастотные колебания при этом уменьшаются от 2 до 7 раз, хотя все еще остаются определяющими составляющими в спектре.

Аналогичные испытания прошел двигатель V8N12/12 с иным форсированием: номинальная мощность 191 кВт при номинальной частоте вращения 2600 мин^{-1} (рис. 8—10). При работе дизеля

по ВСХ отмечаются четыре резонансных режима. Наиболее заметные резонансы возникают при частотах вращения КВ $n = 1850$ и 2700 мин^{-1} на моторных гармониках 8 и 5,5. Поскольку $n = 2700 \text{ мин}^{-1}$ не является основной рабочей частотой, анализу подлежит режим с $n = 1850 \text{ мин}^{-1}$. На этом режиме $\phi_a = 0,311^\circ$, что в 1,3 раза меньше, чем для дизеля мощностью 162 кВт при номинальной частоте вращения вала 2200 мин^{-1} . На рис. 8 также представлены результаты торсиографирования с силиконовым демпфером крутильных колебаний. Эффек-

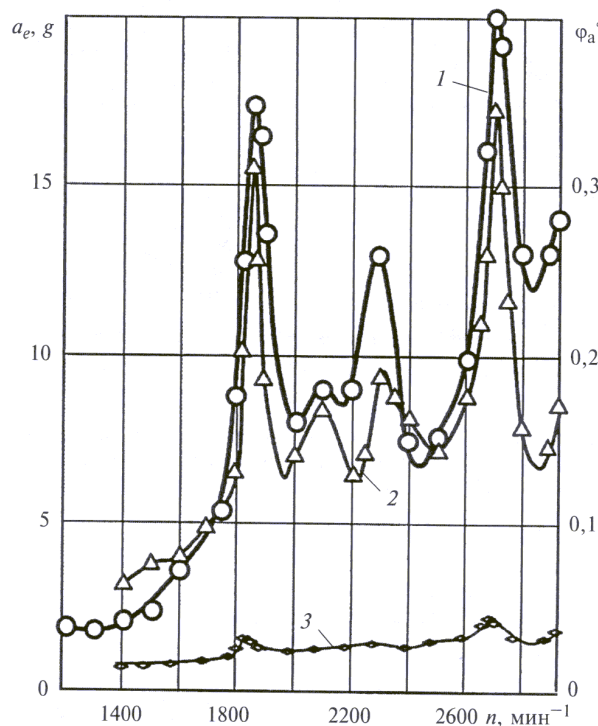


Рис. 9. Зависимости амплитуды угла закрутки носка КВ и вибраций стяжного болта:

1 — среднееквадратичное значение общего уровня вибрации; 2 — угол закрутки; 3 — среднееквадратичное значение вибрации спектральной составляющей 250 Гц

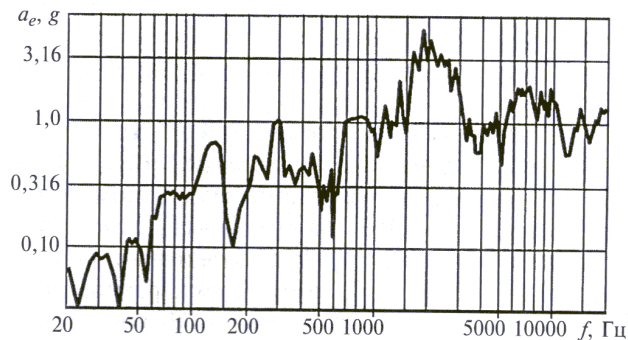


Рис. 10. Спектр вибраций стяжного болта на резонансном режиме при $n = 1850 \text{ мин}^{-1}$

тивность демпфера на резонансных режимах 1850 и 2700 мин⁻¹ различна. Так, в первом случае угол закрутки уменьшился до 0,065°, во втором — только до 0,15°. Эффективность увеличивается соответственно в 4,8 и 2,1 раза. Общий уровень вибрации и спектральная составляющая 250 Гц достаточно адекватно коррелируют с углом закрутки (см. рис. 9). Спектр вибрации на резонансном режиме показан на рис. 10. В отличие от спектра на рис. 6, здесь наиболее явно выражена высокочастотная составляющая в диапазоне 1500÷3000 Гц, причем уровень вибрации на частоте 2000 Гц превосходит другие составляющие от 3 до 6 раз.

Таким образом, показана связь крутильных колебаний КВ и вибраций блока цилиндров. По умеренным вибрациям стяжного болта на первой коренной опоре блока цилиндров можно определить резонансные режимы колебательной системы КВ. По уровню вибраций в высокочастотной об-

ласти можно судить о наличии ударов в подшипниках скольжения КВ, вызываемых крутильными колебаниями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Никишин В. Н., Серпов А. С., Малышенок В. В. Вибронагруженность и расчет соударения в шестеренчатом приводе масляного насоса при угловых колебаниях коленчатого вала автомобильного дизеля // Двигателестроение. 1987. № 3. С. 18—22.
2. Никишин В. Н. Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля // Автомобильная промышленность. 2007. № 2. С. 11—14.
3. Исследование угловых колебаний привода ТНВД новых форсированных двигателей КАМАЗ / В. С. Гольмаков, В. Н. Никишин, А. П. Сосновский, С. М. Леонов // Материалы междунар. науч.-техн. конф. ААИ "Автомобиле- и тракторостроение в России", посвященной 145-летию МГТУ "МАМИ". 2010. Кн. 2. М.: МГТУ "МАМИ", 2010. С. 90—95.

УДК 629.422: 621.3.2

Е. А. ОЛЕНЕВ, д-р техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: olenevea@mail.ru

Определение параметров водяного пара в радиационном пароперегревателе паровоза

Предложен аналитический метод расчета работы радиационного пароперегревателя, позволяющий определять температуру перегреваемого пара при движении паровоза.

Ключевые слова: радиационный пароперегреватель, температура, пар, теплота, расчет.

The analytical analysis method of radiation steam superheater, based on temperature determination of the superheated steam during movement of a locomotive, is suggested.

Keywords: radiation steam superheater, temperature, steam, heat, analysis.

Для повышения КПД паросиловой установки применяют перегретый пар. Конвективные пароперегреватели, используемые на старых паровозах, не обеспечивали высокую температуру перегрева пара, так как экранировались холодной поверхностью жаровой трубы, через которую тепло передавалось воде, находящейся в котле. Температуру пара пытались повысить с помощью пароперегревателей, расположенных вне жаровых труб котла. Так, по предложению академика С. П. Сыромяникова был построен опытный паровоз с вынесенным в дымовую коробку перекрестным паро-

перегревателем, который обеспечивал температуру перегрева пара 530 °С. Однако этот пароперегреватель не проходил длительных испытаний, поэтому нет данных о его надежности и работоспособности при эксплуатации. В дымовой коробке такой пароперегреватель подвергался неблагоприятному воздействию вылетающих из дымовых и жаровых труб изгари, сажи и т. п., налипание которых на трубы снижало его эксплуатационные свойства, в частности коэффициент теплопередачи. Кроме того, высокий перегрев мог обеспечиваться только при значительном уменьшении длины котла, т. е. уменьшении его паропроизводительности. При этом сохранялась нежелательная зависимость температуры перегрева от степени форсирования котла.

Инженером Пириным [1] была разработана конструкция камерного пароперегревателя, обеспечивающего более высокую температуру перегрева пара, которая при этом не зависела от режима работы котла. Пароперегреватель размещался под котлом, имел собственное устройство для вытяжки дыма, но из-за больших размеров и сложности конструкции не нашел применения. Отсутствие возможности регулирования температуры перегрева могло привести к прогоранию трубок пароперегревателя.